

⑫ 特 許 公 報 (B 2)

昭 63 - 11530

⑩ Int. Cl.
F 16 C 17/02

識別記号 庁内整理番号
A - 7127 - 3 J

⑭ 公告 昭和63年(1988)3月15日

発明の数 1 (全5頁)

⑮ 発明の名称 動液圧すべり軸受

⑯ 特 願 昭58-171392

⑰ 公 開 昭59-73620

⑱ 出 願 昭58(1983)9月19日

⑲ 昭59(1984)4月25日

優先権主張 ⑳ 1982年9月20日㉑ オーストリア(A T)㉒ A3490/82

㉓ 発 明 者 オット・エーレントラ オーストリア国グムンデン・ズデーテンブラッツ1
ウト

㉔ 発 明 者 ウルフ・エーデレル オーストリア国アルトミュンステル・アム・ヴィーゼンホ
ーフ20

㉕ 出 願 人 ミバ・グライトラーゲル・アクチエンゲゼル
シャフト オーストリア国ラーキルヒエン・ハウプトシュトラッセ3

㉖ 代 理 人 弁理士 中 平 治
審 査 官 石 川 昇 治

㉗ 参 考 文 献 実開 昭53-136439 (J P , U) 特公 昭39-25905 (J P , B 1)

1

2

㉘ 特許請求の範囲

1 可動部分を支持する支持面3が、支持面の幅にわたって分布する溝状凹所6をもち、これらの凹所6が可動部分の運動方向5に対して最高20°の角(α)をなして傾斜して、可動部分4と共に最小動液圧の形成を保證する潤滑剤用通路7を形成し、溝状凹所6の中心から隣接する溝状凹所の中心へ測った軸線方向間隔(a)が、10mmの最大値に至るまで、mmで測った軸受直径dを使用してμmで与えられる上限値

$$a_0 = 200 + 0.5d + 0.006d^2$$

より小さいかこれに等しいことを特徴とする、動液圧すべり軸受。

2 凹所6の軸線方向間隔(a)が、mmで測った軸受直径dを使用してμmで与えられる上限値

$$a_0 = 150 + 0.3d + 0.001d^2$$

より小さいことを特徴とする、特許請求の範囲第1項に記載の動液圧すべり軸受。

3 凹所6の軸線方向間隔(a)が、mmで測った軸受直径dを利用してμmで与えられる下限値

$$a_0 = 10 + 0.1d$$

より大きいかこれに等しいことを特徴とする、特

許請求の範囲第1項または第2項に記載の動液圧すべり軸受。

4 凹所6の深さ(t)と幅(b)との比が

$$t/b \leq (1500 - d)/1500$$

ただしdはmmで測った軸受直径の数値であることを特徴とする、特許請求の範囲第1項ないし第3項のいずれか1つに記載の動液圧すべり軸受。

5 隣接する2つの凹所6の間の隆起幅(a-b)と凹所6の軸線方向間隔(a)との比が、

$$(a-b)/a = 100 - 6V_0.06(\%)$$

ただしbは凹所6の幅、V₀は可動部分4のm/sで測った周速の数値であることを特徴とする、特許請求の範囲第1項ないし第4項のいずれか1つに記載の動液圧すべり軸受。

15 発明の詳細な説明

本発明は、可動部分を支持する支持面をもつ動液圧すべり軸受に関する。

動液圧すべり軸受において耐摩耗性を高めながら摩擦状態を改善するために、支持面をただ1つの軸受材料の一貫した層として構成せず、硬い軸受金属層へ軟らかい軸受材料を埋込んで、可動部分の運動方向において硬い軸受材料の区域と軟ら

かい軸受材料の区域とが交互に生ずるようにすることは、既に提案された（ドイツ連邦共和国特許出願公開第2251639号明細書）。ここでは硬い軸受金属がある程度荷重負担骨格を形成し、軟らかい軸受材料が摩擦面へ過度に移されるのをこの骨格が防止し、荷重負担骨格が可動部分の運動方向に対して直角に延びているため、この骨格の突出する隆起が軟らかい軸受材料の薄い層で覆われるようにすることができる。しかしこのようなすべり軸受は、すりつぶしのおそれを著しく少なくすることができないため、それに課された期待を果たすことができない。このすべり軸受を改善するために、硬い軸受材料の溝状凹所と可動部分の運動方向とのなす角が 15° より小さく、凹所の相互間隔が特定の寸法を越えないという条件で、軟らかい軸受材料を硬い軸受材料の凹所へ埋込んで、支持面の幅にわたって軟らかい軸受材料を微細に分布させることは公知である（オーストラリア国特許第369145号明細書）。驚くべきことに、この特徴をもつすべり軸受はすべての要求に応ずることができた。なぜならば軟らかい軸受材料の微細な分布により、局部範囲でも組合わせ効果が保証されて、両方の材料の一方の性質が有効になるだけでなく、凹所がほぼ運動方向に延びていることによつて、異物が軟らかい材料中に取込まれたまま、局部的な過負荷のおそれがある障害個所を形成する硬い材料へ押込まれることがないからである。

この公知の軸受はその要求によく応ずるけれども、軸受金属層へ軟らかい軸受材料を埋込むため、特定の費用を要する。

したがって本発明の基礎になっている課題は、軸受金属層へ軟らかい軸受材料を埋込むことなく、簡単な手段でこのような軸受の摩擦状態を著しく改善する動液圧すべり軸受を提供することである。

この課題を解決するため本発明によれば、可動部分を支持する支持面が、支持面の幅にわたって分布する溝状凹所をもち、これらの凹所が可動部分の運動方向に対して最高 20° の角をなして傾斜して、可動部分と共に最小動液圧の形成を保証する潤滑剤用通路を形成し、溝状凹所の中心から隣接する溝状凹所の中心へ測った軸線方向間隔が、 10mm の最大値に至るまで、 mm で測った軸受直径 d

を使用して μm で与えられる上限値

$$a_0 = 200 + 0.5d + 0.006d^2$$

より小さいかこれに等しい。

まずこの手段により摩擦状態の改善が行なわれるということは驚くべきことと思われる。なぜならば支持面にある溝状凹所により、均一な潤滑膜したがってその動液圧荷重負担能力が疑いなくそこなわれるからである。しかし支持面にある溝状凹所は潤滑剤に対して大きい通過断面を形成するので、最も狭い潤滑間隙の範囲にも多量の潤滑剤が流れることができ、それにより放熱したがって冷却の改善という有利な効果が生ずる。溝状凹所によつて潤滑膜の動液圧荷重負担能力が低下するという欠点は、発生する摩擦熱の放出を改善することによつて充分補われるので、予期しなかつた良好な摩擦状態をもつ動液圧すべり軸受が実際に得られる。これに関し、混合摩擦が生じても局部的に生ずる熱の少なくとも大部分を、支持面にある凹所を通して供給される潤滑剤を介して導出できるので、潤滑剤温度は混合摩擦の範囲で比較的低く、したがって潤滑剤の粘度も高いままであり、それが潤滑剤層の荷重負担能力にとって有利である。もちろん支持面にある溝状凹所とその上を動く可動部分との間に生ずる通路によつて動液圧の形成が妨げられないことが必要である。したがって凹所の断面形状および大きさを、潤滑剤の性質、支持荷重および潤滑間隙の形状または大きさに関係して選んで、支持面とそれにより支持される可動部分との間に潤滑剤の最小動液圧を形成できるようにせねばならない。支持面の溝状凹所と運動方向との所定の限界角 20° によつて、運動方向に対して直角な稜によつて潤滑膜の構成が乱されるのを回避される。大体において運動方向へ向けられる溝状凹所は、さらに異物が凹所から出ないようにしている。

支持面にある溝状凹所により可能となる冷却効果によつて、溝状凹所を支持面の幅にわたってできるだけ微細に分布して、放熱に役だつ大きい潤滑剤流を大きい摩擦のおこり得る個所のすぐ近くに確保するという要求が導き出される。溝状凹所の中心から隣接する溝状凹所の中心へ測った軸線方向間隔 a が、 10mm の最大値に至るまで、 mm で測った軸受直径 d を使用して μm で与えられる上限値

$$a_0 = 200 + 0.5d + 0.006d^2$$

より小さいかこれに等しいと、凹所断面を適当に選べば、常に充分な冷却条件が得られる。すなわち上限値 a_0 以下の著しく小さい溝状凹所間隔では、溝の間にある隆起からの放熱が凹所側面を介しても行なわれるので、隆起中心の範囲において熱負荷を比較的小さくすることができ、それにより局所的な過負荷を回避できるのである。なお、最高 20° の傾斜角は実験に基いて得られ、また間隔の上限 a_0 に関する式は、本発明に基いて行なわれた実験結果を数学的近似で示すものである。この上限を超過すると、実際に性能の悪化が認められる。放熱を改善するために、凹所の軸線方向間隔 a を、 mm で測った軸受直径 d を使用して μm で与えられる上限値

$$a_0 = 150 + 0.3d + 0.001d^2$$

より小さく選ぶことができる。

2つの凹所の軸線方向間隔が下限値以下であると、溝状凹所の幅したがつてその断面積が小さくされて、冷却作用が甚だしく減少する。この理由から、凹所の軸線方向間隔 a が、 mm で測った軸受直径 d を使用して μm で与えられる下限値

$$a_u = 10 + 0.1d$$

より大きいかにこれに等しいようにする。凹所の軸線方向間隔に対するこれらの限界を維持すると、放熱を大きく補償して動液圧荷重負担能力を減少することができ、それが一貫してなめらかな支持面をもつ対比可能な軸受に比較して本発明による軸受の利点となる。

支持面にある溝状凹所により潤滑剤の充分な供給を保障し、潤滑剤の特定の最小動液圧の形成を保障するために、凹所の深さ t と凹所幅 b との特定の比を越えないようにする。凹所の深さ t と幅 b との比が

$$t/b \leq (1500 - d) / 1500$$

ただし d は mm で測った軸受直径の数値であると、すべての要求を満たす条件を維持することができる。さらに溝状凹所の有利な断面形状のために、この凹所の幅をその軸線方向間隔に関係させることができる。隣接する2つの凹所の間の隆起幅 $(a-b)$ と凹所の軸線方向間隔 a との比が、

$$(a-b)/a = 100 - 6V_u^{0.8} (\%)$$

ただし b は凹所の幅、 V_u は可動部分の m/s で測った周速の数値であると、凹所間にある荷重

負担隆起部分と軸線方向間隔との有利な比が得られる。

図面には本発明の実施例が示されている。

第1図および第2図によれば、動液圧すべり軸受は鋼製支持殻1上に例えばアルミニウム等を母材とする軸受金属層2が設けられている。この軸受金属層2は、鎖 b で示す可動部分4の支持面3を形成している。この可動部分4は支持面3上を第2図の矢印5の方向に駆動される。この種の普通のすべり軸受とは異なり、支持面3は一貫してなめらかに構成されておらず、可動部分の運動方向5に対し最大 20° の傾斜角 α をなす溝状凹所6をもっている。溝状凹所6は1つあるいはそれ以上の一貫する溝によつて形成することができ、それにより製造にとつて利点が生ずる。しかし運動方向5からそれることなくしたがつて $\alpha=0^\circ$ で延びる閉じた環として凹所6を構成することも直ちに可能である。 α は 0° ないし 5° であるのがよい。

本発明による効果を確実にするために、最大傾斜角 α を規定するだけでなく、溝状凹所6と可動部分4との間の通路7に、潤滑剤により最小動液圧が形成されるようにせねばならず、それにより支持面3にある溝状凹所6の断面の大きさに上限が与えられる。溝状凹所6を設けるため支持面3と可動部分4との間にある潤滑剤層の動液圧荷重負担能力がそこなわれるにもかかわらず、このようなすべり軸受では有利な摩擦状態が確保される。なぜならば、溝状凹所6により多量の潤滑剤の供給が可能となるため、有利な放熱が可能となつて、局所的な範囲でも温度が許容できない高い値に上昇するのを防止されるからである。支持面3の範囲で軟らかい軸受材料が軸受金属層2は埋込まれていないので、この軟らかい軸受材料により軸受の耐摩耗性がそこなわれず、したがつて耐摩耗性についても摩擦状態についても有利な条件が得られる。

軸受材料が比較的硬いにもかかわらず、まさに大きい局部摩擦力の範囲において、生ずる熱をいつそうよく導出することができるので、このような軸受のなじみ運転特性も良好なものといふことができる。摩擦または摩耗を少なくする材料で支持面を被覆することによりなじみ運転条件を改善できるということは、特に強調する必要がない。

第3図には、ラジアル軸受において溝状凹所6

により生ずる状態が断面で概略的に示されている。これからわかるように、最も狭い潤滑間隙の範囲で可動部分 4 と凹所 6 との間の通路 7 により、多量の潤滑剤を供給でき、これにより所望の冷却効果が生ずることがわかる。

本発明による効果は、付加的に凹所 6 を通して供給可能な潤滑剤を使用して放熱が可能なことに関係しているため、支持面 3 の幅全体にわたる溝状凹所 6 の分布が特に重要である。この分布は、凹所 6 の中心から隣接する凹所の中心まで測った軸線方向間隔 a によつて示すことができ、この軸線方向間隔 a の上限値を軸受直径に關係して規定することによつて、放熱にとつて十分な条件を定めることができる。この上限値 a_0 は、10mm の最大値に至るまで、mm で測った軸受直径 d を使用し

$$a_0 = 200 + 0.5d + 0.006d^2$$

第 4 図ないし第 6 図による実施例が示すように、支持面 3 にある溝状凹所 6 に対して非常に異なる断面形状を与えることができる。重要なことは、支持面の凹所の深さ t と幅 b との比が、同様に直径に關係する特定の限界内にあつて、支持面の荷重負担能力を許容できないほど低減させず、他方充分な冷却に考慮を払うことである。この点で溝状凹所 6 の間に生ずる隆起 8 の幅も当然重要な役割を果たす。なぜならば熱をこの隆起 8 を介して、凹所 6 を通して供給される潤滑剤へ伝達せ

ねばならないからである。したがつて溝状凹所 6 の軸線方向間隔 a と幅 b から $(a-b)$ として与えられる隆起幅と、凹所 6 の軸線方向間隔 a との比も、上限を設けられて、不利な摩擦状態でも局部的な範囲における支持面の熱による過負荷を防止できるようにする。したがつてこの比の上限は、可動部分 4 の周速にも關係している。

一般にアキシャル軸受では、潤滑剤の動液圧はラジアル軸受におけるほど重要ではないので、通路 7 を通してなお供給すべき最小圧力は、個々の種類の軸受の特殊な状態に応じて異なる大きさに選ぶことができ、それにより当然冷却作用が影響を受ける。したがつて溝状凹所 6 の幾何学的寸法と支持面の幅にわたるその分布とによつて、特別な荷重状態に合わせた動液圧すべり軸受が設計される。

図面の簡単な説明

第 1 図は本発明によるすべり軸受の軸線に沿う拡大断面図、第 2 図は第 1 図によるすべり軸受の支持面の展開平面図、第 3 図は本発明によるラジアル軸受の一部の軸線に対して直角な断面図、第 4 図ないし第 6 図は支持面の異なる断面形状をもつ溝状凹所の拡大断面図である。

2……軸受金属層、3……支持面、4……可動部分、5……運動方向、6……溝状凹所、7……通路。

FIG. 2

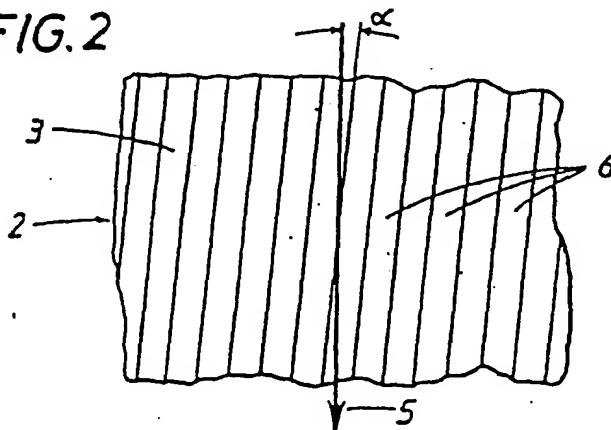
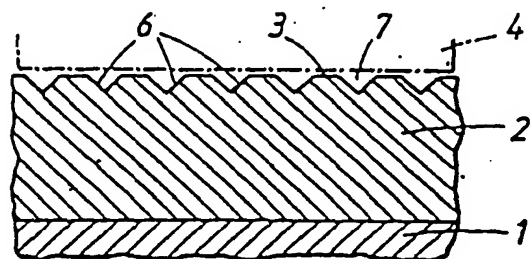
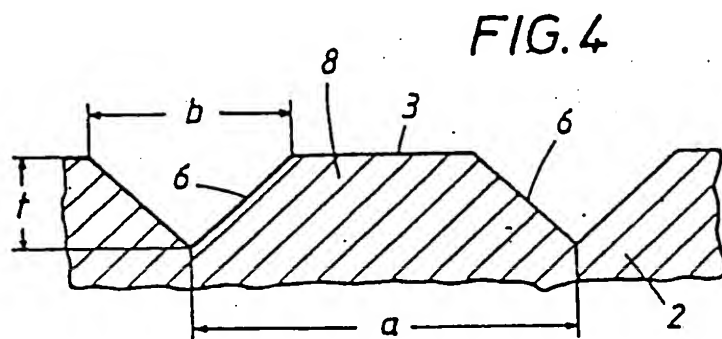
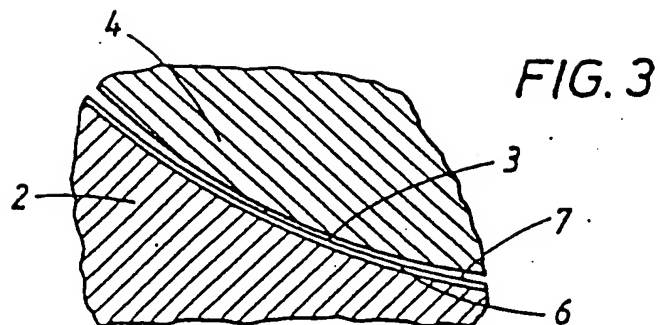
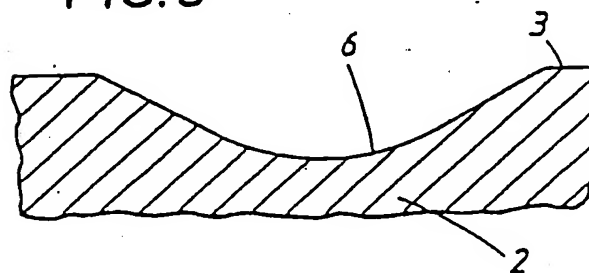


FIG. 1



**FIG. 5****FIG. 6**